

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ –
TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**NÁVRH POHONU TUGGER WINCH
PROPOSAL OF TUGGER WINCH
DRIVE**

Bakalářská práce

Autor:

Radim Skurka

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Radim Skurka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: Návrh pohonu Tugger winch
Proposal of Tugger Winch Drive
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce, jejímž cílem je návrh pohonu vrátku (Tugger winch), který slouží pro kontrolované zvedání a spouštění břemene v námořních podmínkách, proveďte stručnou rešerši a analýzu problému. Vrátek slouží k eliminaci houpání a nadměrných výkyvů břemene. Vlastní návrh elektrického pohonu vrátku včetně návrhu převodovky, brzdy a elektromotoru pevnostně zkontrolujte, popřípadě proveďte další potřebné výpočty a kinematické rozvahy. Konstrukční řešení podložte technickou dokumentací. Konkrétní technické a provozní parametry určí zadavatel – fa Huisman konstrukce, s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

REMTA, F. - KUPKA, L. - DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl*. Praha: Druhé vydání SNTL Praha 1974. 637 st.
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zprac. textovými editory*. Praha: ČNI, 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.
ABS Guide for Lifting Appliances (2014)
DNV Rules for Lifting Appliances no. 2.22 (2011) – výpočet bubnu vrátku

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě
16. 5. 2016

Radim Skarla
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5.2016

Radim Skurka

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Radim Skurka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Palkovice 65

ANOTACE

SKURKA, R. Návrh pohonu Tugger Winch: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 37 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Tato bakalářská práce je zaměřena na návrh pohonu tugger winch, který slouží k eliminaci houpání a nadměrných výkyvů břemene, pro firmu HUISMAN Konstrukce, s.r.o. Práce je rozdělena do pěti kapitol. V první části práce jsou popsány lodní jeřáby a jejich základní rozdělení. Druhá část je zaměřena na mechanismy vrátků a detailnější popis funkce jednotlivých druhů vrátků. Ve třetí kapitole následuje krátká charakteristika společnosti. Čtvrtá část obsahuje vlastní návrh elektrického pohonu vrátku včetně návrhu převodovky, brzdy, elektromotoru a bubnu. Řešení je v práci detailně rozpracováno, propočítáno a podloženo příslušnou technickou dokumentací, který obsahuje sestavný výkres vrátku, detailní výrobní výkres bubnu a svařovací výkres bubnu. Poslední část se zabývá MKP analýzou rámu.

ANNOTATION

SKURKA, R. Proposal of Tugger Winch Drive: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 37 pp. Supervisor: Fries, J.

This bachelor thesis is focused on proposal of Tugger Winch drive, which serves to eliminate the swinging and excessive fluctuations of suspended load, for the company Huisman konstrukce, s. r. o. The thesis is divided into five chapters. The first part describes ship cranes and their basic division. The second part focuses on the winch mechanism and detailed description of the different function winch types. The third chapter is followed by a short company description. The fourth part contains the custom design of the electric winch drive, including a proposal of gearboxes, brakes, electric motor and drum. The solution is detailed elaboration in this work, recalculated and supported by relevant technical documentation, which contains an assembly drawing of winch, detailed manufacturing drawing of drum and welding drawing of the drum. The last part deals with the MKP analysis of the frame.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

1	ÚVOD	1
2	JEŘÁBY	2
3	LODNÍ A PLOVOUCÍ JEŘÁBY	3
3.1	Palubní jeřáby	3
3.2	Plovoucí jeřáby	4
4	ROZDĚLENÍ PLOVOUCÍCH JEŘÁBŮ	5
4.1	Sloupové jeřáby	5
4.2	Stojanové jeřáby	6
4.3	Plovoucí jeřáby	7
5	MECHANISMY	8
5.1	Elektrický vrátek	8
5.2	Pneumatický vrátek	9
5.3	Hydraulický vrátek	10
6	FIRMA HUISMAN	11
7	ANALÝZA PROBLÉMU	12
8	NÁVRH POHONU VRÁTKU	13
8.1	Specifikace zadání	13
8.2	Návrh lanového bubnu	14
8.3	Pevnostní kontrola	19
8.4	Návrh elektromotoru	21

8.5	Návrh převodovky	23
8.6	Návrh brzdy	24
8.7	Návrh a kontrola čepu.....	29
8.8	Výpočet trvanlivosti ložiska	33
9	MKP ANALÝZA	34
9.1	Rozmístění vazeb	35
9.2	Znázornění umístění sil.....	35
9.3	Rozložení sítě.....	36
9.4	Simulace.....	36
9.5	Zhodnocení	38
10	ZÁVĚR	39
	Seznam použité literatury a použitých zdrojů	40
	Seznam obrázků	42
	Seznam tabulek	43
	Seznam příloh	44

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Popis	Jednotka
a	rozměr	[mm]
b	rozměr	[mm]
B	rozměry	[mm]
C	konstanta	[-]
c	rozměr	[mm]
C _r	dynamická únosnost	[kN]
d	rozměry	[mm]
D	rozměry	[mm]
d ₁	střední průměr lana v první vrstvě	[mm]
d ₂	střední průměr lana v druhé vrstvě	[mm]
d ₃	střední průměr lana v třetí vrstvě	[mm]
D _{bub}	průměr bubnu	[mm]
d _č	průměr čepu	[mm]
D _{flange}	průměr příruby	[mm]
d _{lan}	průměr lana	[mm]
F	síla	[N]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
HMH	redukované napětí	[MPa]
ik	počet nosných průřezů lan	[-]
i _p	převodový poměr převodovky	[-]
J	moment setrvačnosti	[kg·m ²]
J ₁	moment setrvačností bubnu	[kg·m ²]
J ₂	moment setrvačností příruby	[kg·m ²]
J ₃	moment setrvačností příruby hřídele	[kg·m ²]
J ₄	moment setrvačností příruby převodovky	[kg·m ²]
J ₅	moment setrvačností lana	[kg·m ²]
J _{BUB}	celkový moment setrvačností bubnu	[kg·m ²]
J _{RBUB}	celkový redukovaný moment setrvačnosti bubnu	[kg·m ²]
J _{RED}	moment setrvačností zredukovaný na hřídel	[kg·m ²]
J _M	motoru	[kg·m ²]
k _č	bezpečnost čepu	[-]
k _D	dynamický faktor	[-]
k _p	poměrný záběrový moment	[-]
L	rozteč přírub	[mm]
L _{10h}	trvanlivost ložiska	[hod]
L _{lan}	celková délka lana	[mm]

L_{\min}	minimální vzdálenost první kladky	[mm]
m_1	hmotnost bubnu	[kg]
m_2	hmotnost příruby	[kg]
m_3	hmotnost příruby hřídele	[kg]
m_4	hmotnost příruby převodovky	[kg]
M_{br}	brzdňý moment	[N·m]
M_m	moment elektromotoru	[N·m]
m_{lan}	hmotnost jednoho metru lana	[kg]
M_o	ohybový moment	[N·m]
M_{st}	statický moment redukovaný na hřídel	[N·m]
n_b	otáčky bubnu	[min ⁻¹]
n_m	otáčky elektromotorů	[min ⁻¹]
n_{zav}	počet závitu v jedné vrstvě	[-]
O_{d1}	obvod lana v první vrstvě	[mm]
O_{d2}	obvod lana v druhé vrstvě	[mm]
O_{d3}	obvod lana v třetí vrstvě	[mm]
P	rozteč lana	[mm]
p	druh styku	[-]
P_f	tlak působící na přírubu	[MPa]
P_m	výkon elektromotorů	[kW]
P_r	radiální ekvivalentní zatížení	[N]
Q	zatížení bubnu	[N]
R	rádius drážky bubnu	[mm]
r_3	poloměr třetí vrstvy lana	[mm]
R_{A1}	reakce	[N]
R_{A2}	reakce	[N]
R_B	reakce	[N]
R_{Bx}	reakce	[N]
Re	mez kluzu oceli	[MPa]
$S_{\check{c}}$	obsah čepu	[mm ²]
t_{av}	tloušťka stěny bubnu	[mm]
t_b	doba brždění	[s]
t_{falnge}	tloušťka příruby	[mm]
$tg\alpha$	úhel vychýlení lana	[°]
t_r	doba rozběhu	[s]
V_1	objem bubnu	[m ³]
V_2	objem příruby	[m ³]
V_3	objem příruby hřídele	[m ³]
V_4	objem příruby převodovky	[m ³]

v_z	rychlost bubnu	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v_{zs}	skutečná rychlost zdvihů	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
W_o	modul průřezů v ohybu	$[\text{mm}^3]$
β	bezpečnost brzdy	$[-]$
η_c	celková účinnost	$[-]$
ρ	měrná hmotnost	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
σ_{dov}	dovolené napětí v ohybu	$[\text{MPa}]$
σ_{flange}	napětí příruby	$[\text{MPa}]$
σ_h	napětí v bubnu	$[\text{MPa}]$
σ_o	ohybové napětí	$[\text{MPa}]$
τ	napětí ve střihu	$[\text{MPa}]$
τ_{DS}	dovolené napětí ve střihu	$[\text{MPa}]$

1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu vrátku pro námořní operace tzv. Tugger Winch pro firmu HUISMAN konstrukce, s.r.o., která je specialistou v konstrukčním navrhování a výrobě. Tuto nadnárodní společnost jsem si vybral z toho důvodu, že je pokládána za světovou špičku v oboru a velice mě zaujal její projekt výroby největšího lodního sloupového jeřábu na světě.

V dnešní době jde vývoj zdvihacích zařízení neustále kupředu a jsou na něj stále kladeny přísnější požadavky. Při tomto rozvoji se čím dál tím více klade důraz na bezpečnost, nosnost, spolehlivost a jednoduchost konstrukce. Hlavním cílem je eliminace časových ztrát, které jsou spojeny s přemísťováním břemen na lodi, snížení počtu nezbytných osob potřebných pro manipulaci s materiálem a v neposlední řadě také upuštění od namáhavé lidské činnosti.

Teoretická část je zaměřena na popis lodních jeřábů a jejich rozdělení. Čtenáři se mohou dozvědět více informací o jednotlivých typech jeřábů, o jejich charakteristice a případně i vývoji. Jsou zde zahrnuty také mechanismy vrátků a jejich jednoduchý popis. Dále se v této části práce zabývám charakteristikou společnosti HUISMAN konstrukce, s.r.o. Součástí této charakteristiky jsou zejména informace o firmě a v neposlední řadě také informace o jejich sortimentu.

V praktické části najdeme samotný návrh pohonu vrátku, který je podložen potřebnými výpočty. V prvním kroku je navržen a pevnostně zkontrolován lanový buben. Dále následuje návrh elektromotoru, společně s návrhem převodovky a brzdy. V posledním kroku bylo nutné navrhnout čep a valivé ložisko.

Poslední část mé práce se zabývá MKP analýzou, kterou je nutné provést z důvodu pevnostní kontroly rámu. Díky analýze můžeme simulovat průběh napětí na vytvořeném modelu a stanovit kriticky nejnamáhavější místo konstrukce.

2 JEŘÁBY

Jsou to zdvihací zařízení, za pomoci kterých lze manipulovat s těžkými břemeny ve svislém nebo vodorovném směru v pracovním dosahu jeřábu. Tažnou sílu ve většině případů přenáší ocelové lano u těžkých břemen, nebo u lehčích může být i řetěz. Jeřáby se skládají z nosné ocelové konstrukce, navíjejíciho bubnu s převodovkou a motorem. Dále se skládají z mechanismu pro otáčivý pohyb jeřábu apod. [1].

3 LODNÍ A PLOVOUCÍ JEŘÁBY

Jeřáby rozdělujeme do dvou základních skupin:

- Palubní jeřáby
- Plovoucí jeřáby

3.1 Palubní jeřáby

Tyto lodě mají umístěný jeřáb na palubě, které se mohou nacházet přímo na palubě lodi, dále mohou být samostatně stojící nebo je můžeme na loď dodat samostatně. Tento jeřáb slouží k překládání nákladu z lodě na loď nebo k vyzvednutí břemene z moře a naopak. Příklad palubního jeřábu je zobrazen na Obr. 1.



Obr. 1 - Palubní námořní jeřáb [11]

3.2 Plovoucí jeřáby

Tyto jeřáby jsou již od prvotní výroby navrhované pro těžkou práci na moři. Používají se především pro manipulaci s velkými těžkými břemeny. Konstrukce plovoucího jeřábu je zobrazena na Obr. 2.



Obr. 2 - Plovoucí jeřáb s výsuvnými nohama [5]

4 ROZDĚLENÍ PLOVOUCÍCH JEŘÁBŮ

4.1 Sloupové jeřáby

Hlavní charakteristickou částí tohoto jeřábu je otočný sloup. Hlava jeřábů je vybavena otočnou plošinou, která podpírá výložník. Zobrazená konstrukce na Obr. 3 dodává zařízení podstatný bezpečnostní rys. Hlavní části tohoto jeřábu jsou umístěny uvnitř, aby nebyly vystaveny drsnému mořskému prostředí. Otočné části jeřábu jsou vybaveny krytými otočnými ložisky, což snižuje nároky na údržbu. Moderní sloupové jeřáby jsou poháněny elektromotorem a jejich rychlost je řízená frekvenčními měniči [6].

Charakteristika sloupového jeřábu:

- Jednoduchá konstrukce
- Malá hmotnost konstrukce
- Nízké těžiště
- Nenáročná údržba
- Pohon elektromotorem



Obr. 3 - Lodní sloupový jeřáb [4]

4.2 Stojanové jeřáby

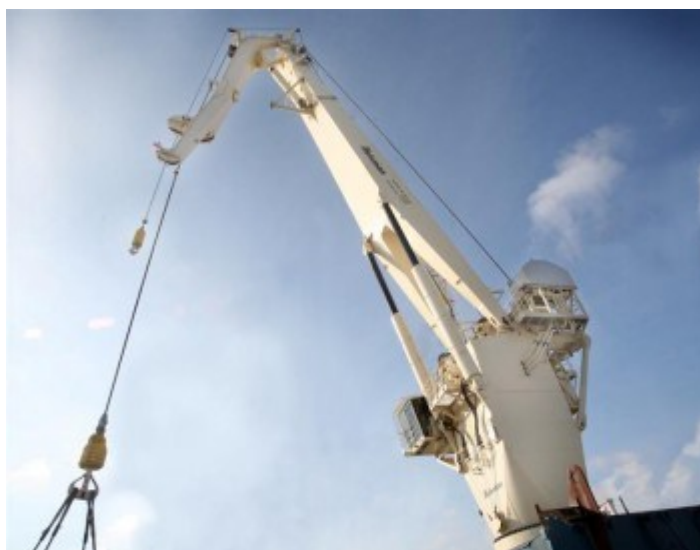
Výložník tohoto jeřábu je zavěšen na otočných čepech. Pomocí zdvihu výložníku se mění vzdálenost vyložení. Tyto jeřáby se dělí podle 2 typů výložníků: s přímým výložníkem a se zalomeným výložníkem [6]. Jednotlivé typy jsou zobrazeny na Obr. 4.

Stojanové jeřáby se skládají z těchto částí:

- Otočné ložisko a podstavec
- Věž jeřábu – instalace se provádí přes otočné ložisko na podstavec, který je upevněn k rámu lodě. Ve věži jsou umístěny důležité části, jako jsou např.: navijecí bubny, hydraulické agregáty a elektrokabinety. Kabina s obsluhou je umístěna na boku věže.
- Výložník – konstrukce je většinou provedena příhradovou konstrukcí
- Navijáky – jsou umístěny ve věži jeřábu nebo v trupu lodi. Navijáky pro zalomené výložníky se umísťují často mimo věž, protože vyžadují velkokapacitní navijáky pro zdvihání břemen z velmi hlubokých vod [6].



a) Stojanový jeřáb s přímým výložníkem



b) Stojanový jeřáb se zalomeným výložníkem

Obr. 4 - Stojanový jeřáb [4]

4.3 Plovoucí jeřáby

Podle účelu a podle druhu práce dělíme jeřáby do čtyř skupin:

- Překládací – používají se k překládání z lodí na čluny nebo naopak
- Montážní – v loděnicích
- Havarijní – používají se k vyzdvižení potopených lodí
- Stavební – použití při stavbě hrází, budov těsně na pobřeží apod.

Nejstarší plovoucí jeřáby pro těžké břemena byly nůžkové jeřáby, které přemísťovaly břemena kyvným pohybem výložníků. Výložník se skládal ze dvou vzpěr, které byly nahoře spojené. Výložník přesahoval přes okraj pontonu až 12 m a měl nosnost 50 tun. Pohyb takového jeřábu je přímočarý, ne otočný [1].

Až v pozdějším vývoji se začaly vyrábět plovoucí jeřáby otočné. Nosnost dnešních plovoucích jeřábu Obr. 5 je až 400 tun a přesah výložníku je až 25 m. Tyto druhy jeřábu dokážou vyzvednout břemeno až do výšky 100 m se vztyčeným výložníkem [6].



Obr. 5 - Plovoucí jeřáb [4]

Plovoucí jeřáby rozdělujeme podle typu pohonu

- s vlastním pohonem
- bez vlastního pohonu, tlačné

5 MECHANISMY

V námořních podmínkách se používají tři základní druhy vrátků, které slouží pro kontrolované zvedání a spouštění břemen. Hlavní části elektrického vrátku jsou: navíjecí buben, převodovka, elektrický třífázový motor, ruční nouzová brzda, ruční nouzová klika [12].

5.1 Elektrický vrátek

Elektrický vrátek Obr. 9 se používá už více než 70 let. Používá se pro různé operace, pro náročné zvedání a spuštění. Nosnost vrátku je až 22,5 tun [12].

Výhody elektrického vrátku:

- elektrické vrátky jsou výkonné
- nepotřebují častou údržbu
- neznečišťují životní prostředí
- vrátky jsou opatřeny uzavřeným chladicím ventilátorem
- umožňují přenést 100% výkonu po celou dobu procesu
- automatický brzdový systém pomáhá kontrolovat kontrolované zvedání a spouštění břemene
- umístění elektrického vrátku může být prakticky v jakékoliv poloze, například vertikálně, horizontálně nebo vzhůru nohama [12].

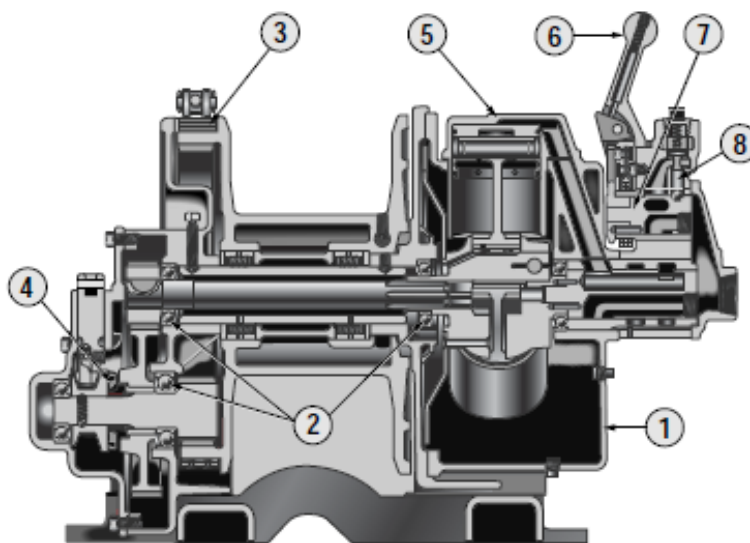


Obr. 6 - Elektrický vrátek [12]

5.2 Pneumatický vrátek

Pneumatické vrátky mohou pracovat nepřetržitě celý den, protože vzduchový motor se nemůže přehřát. Nosnost vrátku je až 10 tun. Jsou velice spolehlivé a robustní. Zastavení motoru je velice jednoduché, které provedeme zaškrcením přívodu vzduchu. Má obrovskou zvedací sílu. Jejich využití je především pro ukotvení lodě (drží loď na místě).

Vzduchové vrátky mají veliké uplatnění v různých podmínkách - v teple, v zimě, v prašném nebo v mokřém prostředí. Nepředstavují žádné nebezpečí úrazu elektrickým proudem. Vrátky tohoto typu jsou snadné na údržbu, obsluhu i případné opravy [12].



Obr. 7 - Řez pneumatického vrátku [2]

Řez pneumatického vrátku:

- 1) Uzavřená olejová nádobka, která slouží pro mazání všech pohyblivých částí
- 2) Kuličková, válečková ložiska snižují tření
- 3) Pásová brzda, která drží břemeno v klidu
- 4) Uvolňovací spojka umožňuje ruční odvíjení bubnu
- 5) Radiální pístový pneumatický motor
- 6) Manuální uzávěr vzduchu
- 7) Reverzní motor, který dovoluje plné řízení zátěže pomocí ventilu při zvedání a spouštění
- 8) Škrticí ventil – eliminuje únik vzduchu navijáku za klidového stavu [2]

5.3 Hydraulický vrátek

Nosnost toho to vrátku je 45,5 tun. Hydraulické motory můžou být poháněny buď elektrickým, dieselovým nebo plynovým motorem. Tyto modely nabízejí vylepšenou kontrolu nákladu, rychle reagují, což vede k úsporám provozních nákladů [12]. Hydraulický vrátek je zobrazen na Obr. 8.



Obr. 8 - Hydraulický vrátek [12]

6 FIRMA HUISMAN

Společnost HUISMAN konstrukce, s.r.o. je soukromá společnost s celosvětovou působností, která má mnoho zkušeností v oblasti výroby a návrhů těžké techniky pro vedoucí světové firmy operující na moři i na pevnině. Jejich odborné zkušenosti a schopnosti zahrnují tvorbu návrhů, testování a dodávku zařízení v širokém rozsahu od samostatných zařízení až po vysoce náročné konstrukční systémy. Společnost byla založena v roce 1929 jako firma, která vyráběla ocelové konstrukce.

Sortiment této firmy můžeme rozdělit do šesti základních skupin: zařízení pro těžké zdvihy, vrtné soupravy, uvazovací systémy, zařízení pro pokládání potrubí, designy lodí a speciální projekty. Jejich výroby se v současné době nacházejí v Nizozemí, Číně a České republice. Kromě těchto výroben mají pobočky pro prodej, mechanickou konstrukci a servis v Brazílii, Singapuru a USA.

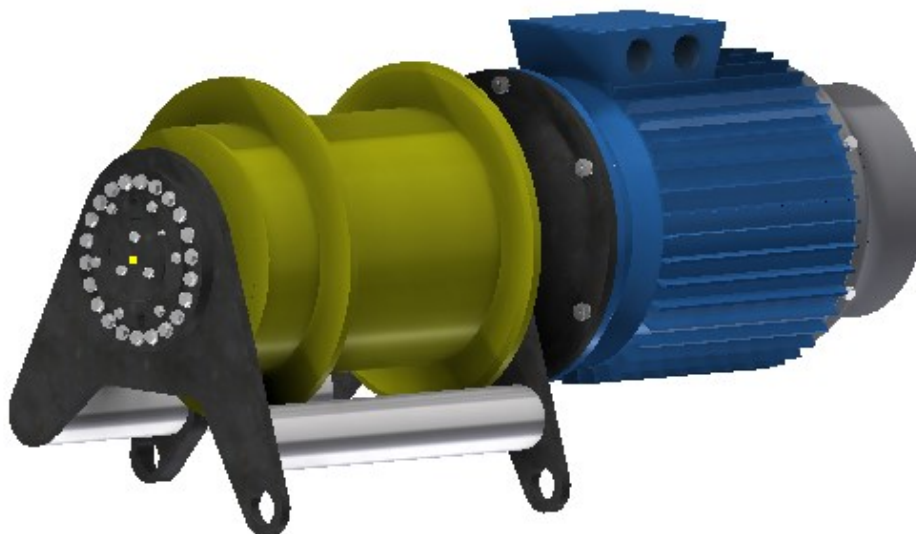
Inovace, kvalita, spolehlivost, dodávky na klíč a služby zákazníkům patří k významným hodnotám této firmy. Díky těmto zmiňovaným službám si firma vybuildovala mezinárodní věhlas pro jejich inovační a technická tvůrčí řešení, včasné dodávky, které musí vyhovovat nejnáročnějším výkonnostním kritériím a plnou provozu schopnost zařízení od prvního dne [6].

7 ANALÝZA PROBLÉMU

Cílem této práce je návrh nového lodního vrátku, který je upevněn na palubě lodi a slouží k eliminaci houpání a nadměrných výkyvů břemene. Pro pohon tohoto vrátku lze použít různé druhy poháněcích strojů. V tomto případě byl zvolen elektromotor. Jelikož je tento vrátek vystaven těžkým mořským podmínkám, nesmí být zapomenuto na správné bezpečnostní krytí. Proto v této situaci byla zvolena třída krytí - IP 56.

Samotný návrh bubnu byl proveden pomocí normy DNV. Buben je opatřen skořepinou s Lebusovou drážkou, z důvodu zajištění správného navíjení a odvíjení lana. V dalších krocích byla navržena planetová převodovka, elektromagnetická brzda a také čep, který byl následně pevnostně zkontrolován. V samotném závěru této práce byl proveden návrh ložiska a pomocí MKP analýzy bylo zjištěno nejvíce namáhané místo rámu vrátku.

8 NÁVRH POHONU VRÁTKU



Obr. 9 - Elektrický vrátek [15]

Konečná koncepce elektrického vrátka je zobrazena na Obr. 9.

8.1 Specifikace zadání

Pro řadu lodních jeřábů typu PMOC firmy HUISMAN konstrukce s.r.o. byl vybrán vrátek o parametrech, které jsou zadány v níže uvedené tabulce.

Tabulka 1 - Zadané hodnoty [16]

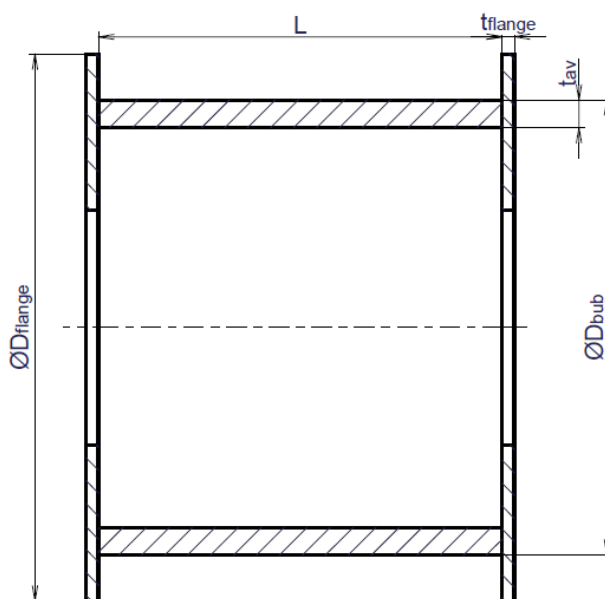
Nosnost vrátka	10 [t]
Dynamický faktor	1,3 [-]
Rychlost zdvihu	35 [m/min]
Kapacita bubnu	80 [m lana v 3 vrstvách]
Průměr lana	20 [mm]

8.2 Návrh lanového bubnu

Při návrhu lanového bubnu bylo postupováno pomocí normy DVN Rules for Lifting Appliances. Dle požadavků normy je nutno dbát na:

Průměr bubnu

Průměr bubnu určuje lano.



Obr. 10 - Řez bubnu [15]

Norma DVN nám udává poměr mezi bubnem a lanem $\frac{\phi D_{bub}}{\phi d_{lan}} \geq 18$. Na tomto poměru závisí životnost lana. Ze standartu firmy HUISMAN konstrukce, s.r.o. bylo zjištěno, že tento poměr upravili po dlouholetých zkušenostech a mnoha zkouškách, a proto byl použit upravený vztah (8.1).

$$\phi d_{lan} = 20 \text{ mm} \quad (8.1)$$

$$\frac{\phi D_{bub}}{\phi d_{lan}} \geq 20$$

$$\frac{445}{20} = 22,25 \geq 20 \quad (8.2)$$

$$\phi D_{bub} \geq 20 \cdot \phi d_{lan} = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm}$$

Volím $\phi D_{bub} = 445 \text{ mm}$

Rádus drážky bubnu

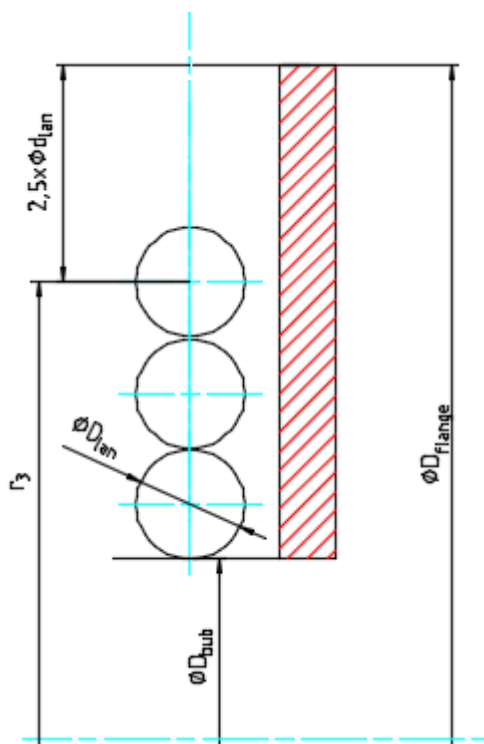
Bylo zvolen drážkovaný buben s Lebusovou drážkou, protože s tímto typem drážkování mají ve firmě dobré, dlouholeté zkušenosti. Drážky na bubnu slouží ke správnému navíjení lana. Norma DVN nám udává vztah (8.3). Standart firmy HUISMAN konstrukce, s.r.o. doporučuje $R = 0,53 \times \phi d_{lan}$.

$$0,52 \cdot \phi d_{lan} \leq R \leq 0,57 \cdot \phi d_{lan} \quad [13] \quad (8.3)$$

$$R = 0,53 \cdot \phi d_{lan} = 0,53 \cdot 20 = 10,6 \text{ mm} \quad (8.4)$$

Průměr příruby

Ve výpočtů toho průměru musíme zohlednit počet vrstev lan. Příruba hraje na lanovém bubnu tohoto typu důležitou roli, jelikož zabraňuje vyklouznutí lana mimo buben. Byl použit vzorec z normy DVN 2.22.



Obr. 11 - Řez příruby [14]

$$\phi D_{flange} = (r_3 + 2,5 \cdot \phi d_{lan}) \cdot 2 = (250,5 + 2,5 \cdot 20) \times 2 = 601 \text{ mm} \quad (8.5)$$

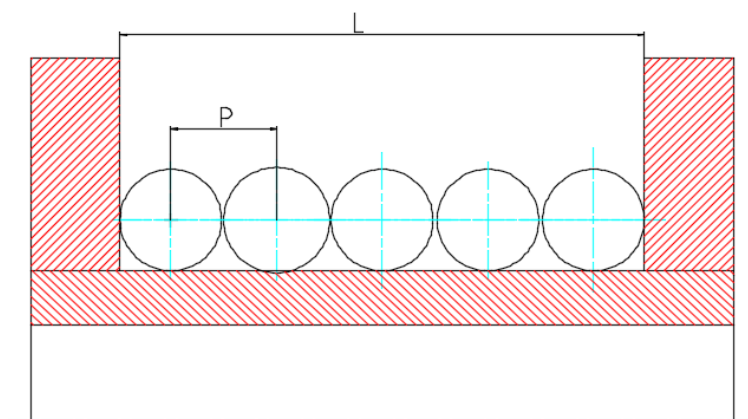
Rozteč lan

Rozteč lana vypočteme tak, že průměr lana zvětšíme o 4 %. Tento vzorec byl použit ze standartu firmy HUISMAN konstrukce, s.r.o.

$$P = 1,04 \cdot \phi d_{lan} = 1,04 \cdot 20 = 20,8 \text{ mm} \quad (8.6)$$

Šířka bubnu

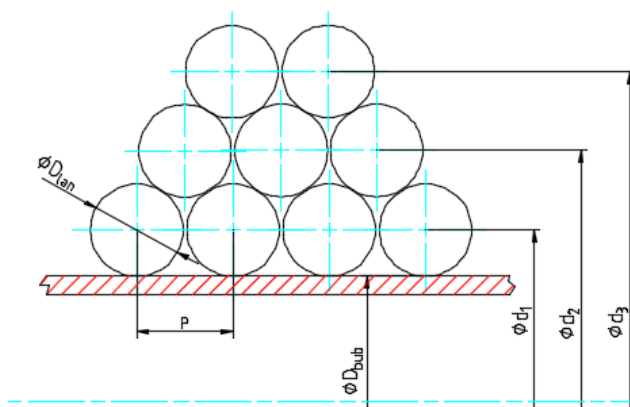
Tento rozměr byl zvolen s ohledem na délku lana, který musí buben pojmout ve 3 vrstvách.



Obr. 12 - Řez bubnu [14]

$$L = P \cdot n_{zav} = 20,8 \cdot 19 = 395,2 \text{ mm} \quad (8.7)$$

Obvod lana v jednotlivých vrstvách



Obr. 13 - Zobrazení vrstvení lan [14]

Průměry d

$$d_1 = \emptyset D_{bub} + \emptyset d_{lano} = 445 + 20 = 465 \text{ mm} \quad (8.8)$$

$$d_2 = d_1 + 0,9 \cdot \emptyset d_{lano} = 465 + 0,9 \cdot 20 = 483 \text{ mm} \quad (8.9)$$

$$d_3 = d_2 + 0,9 \cdot \emptyset d_{lan} = 483 + 0,9 \cdot 20 = 501 \text{ mm} \quad (8.10)$$

Kapacita lana na bubnu v první, druhé a třetí vrstvě

První vrstva

$$O_{d1} = \pi \times (\emptyset D_{bub} + \emptyset d_{lano}) = \pi \times (445 + 20) = 1460,8 \text{ mm} \quad (8.11)$$

Druhá vrstva

$$O_{d2} = \pi \cdot \emptyset d_2 = \pi \cdot 483 = 1517,4 \text{ mm} \quad (8.12)$$

Třetí vrstva

$$O_{d3} = \pi \cdot \emptyset d_3 = \pi \cdot 501 = 1573,9 \text{ mm} \quad (8.13)$$

Celková délka lana navinuta na buben

Ve všech třech vrstvách se na buben lano navine ve stejném počtu, a to devatenáctkrát.

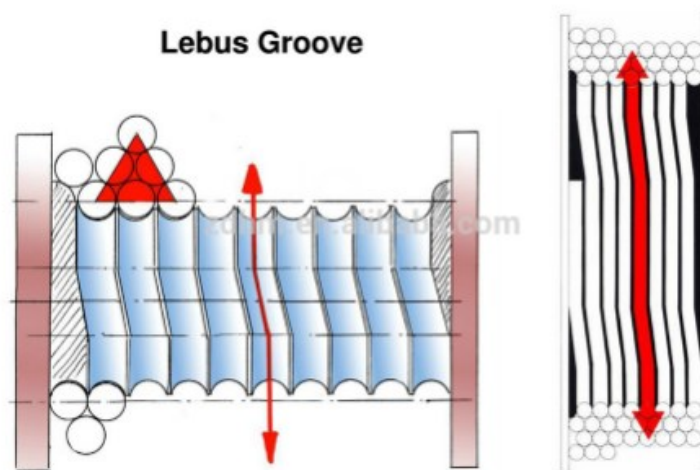
$$L_{lan} = O_{d1} \cdot (19 - 0.5) + O_{d2} \cdot (19 - 0.5) + O_{d3} \cdot (19 - 0.5) \quad (8.14)$$

$$= 1460,8 \times (19 - 0,5) + 1517,4 \cdot (19 - 0,5) + 1573 \times (19 - 0,5)$$

$$= 84197,2 \text{ mm}$$

Lébusová drážka

Na pracovní prostor bubnu bude po obrobení přivařena skořepina s Lébusovou drážkou Obr. 14, která je německým vynálezem. Tento druh drážky nám zajistí správné navíjení lana na buben ve více vrstvách, dále nám zajistí delší životnost lana, protože tento systém řazení rovnoměrně rozděljuje zatížení mezi jednotlivými vrstvami a také dojde ke zvýšení bezpečnosti. Drážka také zabraňuje rozdrčení spodních vrstev. Bylo zjištěno nezávislými testy, že Lébusový systém prodlouží životnost lana až o 500%.



Obr. 14 - Lébusová drážka [7]

8.3 Pevnostní kontrola

Napětí v bubnu σ_h

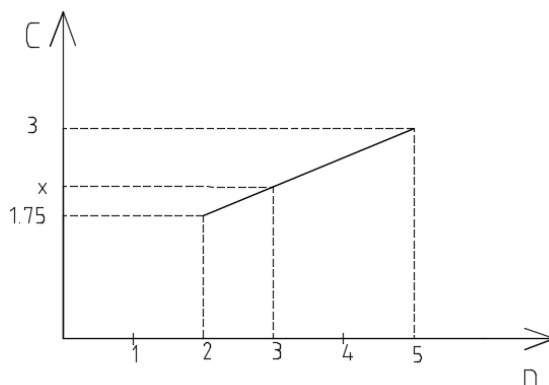
Mez kluzu (Re) pro ocel je S355 = 355 MPa.

$$\sigma_h \leq 0,85 \cdot Re \quad [13] \quad (8.15)$$

$$\sigma_h \leq 0,85 \cdot 355 = 301,75 \text{ MPa}$$

σ_h volím 300 MPa

Konstanta C určuje hodnotu, která závisí na počtu vrstev lan navinutém na bubnu, v tomto případě jsou tři vrstvy, tudíž je tato hodnota $n = 3$. Následující graf zobrazuje závislost konstanty C na počtu vrstev navinutého lana.



Obr. 15 – Graf [13]

$$\frac{5 - 2}{3 - 1,75} = \frac{3 - 2}{x - 1,75}$$

$$3x = 6,5$$

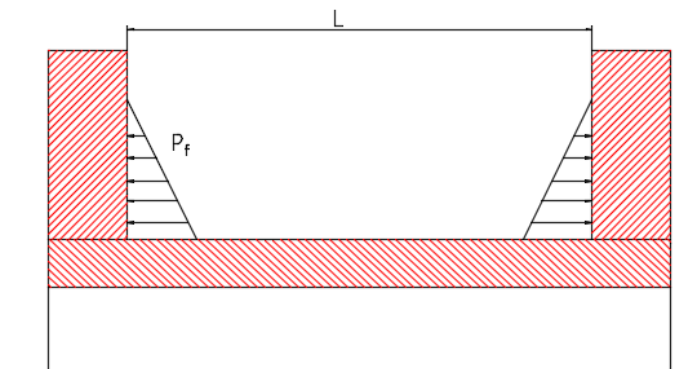
$$C = x = 2,17$$

$$\sigma_h = C \cdot \frac{Q}{P \cdot t_{av}} = 2,17 \cdot \frac{98100}{20,8 \cdot 35} = 292,4 \text{ MPa vyhovuje} \quad [13] \quad (8.16)$$

Volím $t_{av} = 35 \text{ mm}$

Tlak působící na přírubu

$$P_f = \frac{2 \cdot t_{av}}{3 \cdot \phi d_3} \cdot \sigma_h = \frac{2 \cdot 35}{3 \cdot 501} \cdot 292,4 = 13,6 \text{ MPa} \quad [13] \quad (8.17)$$



Obr. 16 - Zobrazení působení napětí na přírubu [14]

Tloušťka stěny přírub (flanges)

Tento vztah byl použit ze standartu firmy HUISMAN konstrukce, s.r.o.

$$\begin{aligned} \sigma_{flange} &= \frac{P_f}{2 \cdot t_{flange}^2} \cdot \left(\frac{r_3}{r_{bub} - 1} \right) \cdot (r_3^2 - r_{bub}^2) \\ &= \frac{13,6}{2 \cdot 23^2} \cdot \left(\frac{250,5}{222,5 - 1} \right) \cdot (250,5^2 - 222,5^2) = 192,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.18)$$

t_{flange} 23 mm vyhovuje.

8.4 Návrh elektromotoru

Stanovení otáček lanového bubnu

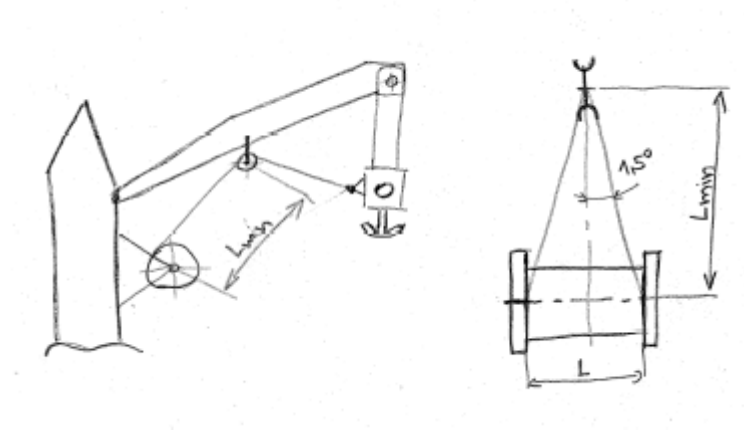
$$v_z = 35 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

(8.19)

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_{bub}} = \frac{1 \cdot 0,58}{\pi \cdot 0,445} = 0,41 \text{ s}^{-1} = 24,9 \text{ min}^{-1}$$

Konstrukční náčrt pro minimální vzdálenost první kladky

Minimální vzdálenost první kladky od bubnu udává uhel $1,5^\circ$. Z tohoto náčrtu Obr. 17 bylo snadno určeno počet nosných lan. V tomto případě bylo použito jedno lano.



Obr. 17 - Náčrt umístění první kladky

(8.20)

$$t_g \alpha = \frac{L/2}{L_{min}}$$

(8.21)

$$L_{min} = \frac{L/2}{t_g \alpha} = \frac{395,2/2}{t_g 1,5} = 7546 \text{ mm} = 7,5 \text{ m}$$

Volba hnacího elektromotoru

(8.22)

$$P_m = \frac{Q \cdot g \cdot v_z}{1000 \cdot \eta_c} = \frac{10000 \cdot 9,81 \cdot 0,58}{1000 \cdot 0,91} = 62,5 \text{ kW}$$

Byl zvolen elektromotor značky Siemens. Jedná se o nízkonapěťový třífázový čtyřpólový asynchronní motor s rotorem nakrátko o výkonu 75kW, osově výšce 280S, jmenovitým momentem 482 N·m a s otáčkami 1485 ot/min. Na motoru jsou zvláštní mechanické úpravy, aby byly dva volné konce hřídele, každý na jedné straně. Tato úprava je nezbytná k tomu, aby mohla být k motoru připojena elektromagnetická brzda. Podrobnější technické informace viz příloha A.



Obr. 18 - Přírubový elektromotor [3]

Jelikož motor bude pracovat v mořských podmínkách, musí být hlediska bezpečnosti opatřen třídou krytí IP56. Tento druh krytí se využívá v mořských podmínkách.

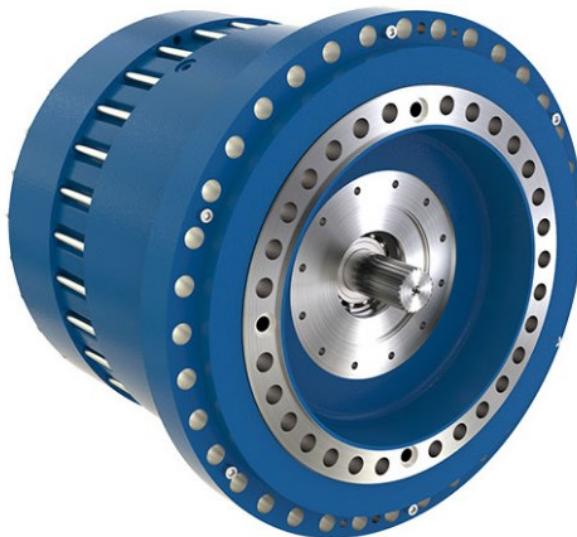
8.5 Návrh převodovky

Stanovení převodu převodovky

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{24,75}{0,41} = 60,4$$

(8.23)

Byla zvolena planetová převodovka Německé firmy Siebenhaar 5022, stage 3, převodový poměr $i_p = 56,04$, moment setrvačnosti $0,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Převodovka je zobrazena na Obr. 19.



Obr. 19 – Planetová převodovka [11]

Tato firma byla vybrána na základě doporučení konzultanta z firmy HUISMAN konstrukce, s. r. o.

Skutečná rychlost zdvihů

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot \varnothing D_{bub} \cdot n_m}{i_k \cdot i_p} = \frac{\pi \cdot 0,445 \cdot 24,75}{1 \cdot 56,04} = 0,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 37,2 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

(8.24)

Rychlost oproti požadované hodnotě je větší o 6 %, což je v tomto případě vyhovující.

8.6 Návrh brzdy

Stanovení potřebného brzdného momentu

$$M_b = \beta \cdot M_{st} = \beta \cdot \frac{Q \cdot g \cdot D_{bub} \cdot \eta_c}{2 \cdot i_k \cdot i_p} \quad (8.25)$$
$$= 1,5 \cdot \frac{10000 \cdot 9,81 \cdot 0,445 \cdot 0,91}{2 \cdot 1 \cdot 56,04} = 532 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Byla zvolena elektromagnetická brzda od firmy Pintsch Bubenzer s označením SFB 40 Obr. 20. Brzdy SFB jsou úspěšně používány pro navijáky při stavbě lodí jako provozní a bezpečnostní brzdy jeřábu. Tato brzda pracuje následovně: je-li brzdný proud sepnut, vytvoří se elektromagnetické pole, které překoná napětí pružiny brzdy a tehdy se může hřídel motoru volně otáčet. Pokud je brzdý proud vypnutý nebo dojde k výpadku proudu, tak elektromagnetické pole zanikne. Tímto dojde k zabrzdění motoru pomocí mechanické brzdné síly působící na hřídel motoru. Podrobnější technické informace viz příloha B.



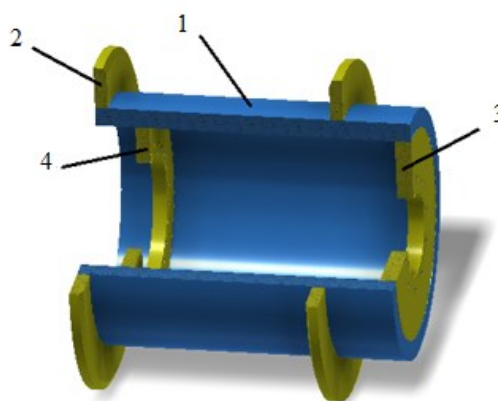
Obr. 20 - Elektromagnetická brzda SBF [10]

Tabulka 2 - Parametry elektromagnetické brzdy [16]

SFB 63	
Moment setrvačnosti	0,036 kg·m ²
Váha	106 kg
Max. rychlost	4000 min ⁻¹
Brzdňý moment	630 N · m

Výpočet momentu setrvačnosti bubnu s lanem

Výpočet objemu



Obr. 21 - Tříčtvrtinový řez bubnu [15]

$$V_1 = \frac{\pi \cdot (D_{bub}^2 - (D_{bub} - (2 \cdot t_{av}))^2)}{4} \cdot L_c \quad (8.26)$$

$$= \frac{\pi \cdot (0,445^2 - (,445 - (2 \times 0,035))^2)}{4} \cdot 0,56 = 0,025 \, m^3 \quad (8.27)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot (D_{flange}^2 - D_{bub}^2)}{4} \cdot t_{flange}$$

$$= \frac{\pi \cdot (0,601^2 - 0,445^2)}{4} \cdot 0,023 = 0,0029 \, m^3$$

$$V_3 = \frac{\pi \cdot \left((D_{bub} - (2 \cdot t_{av}))^2 - D_h^2 \right)}{4} \cdot t_{př} \quad (8.28)$$

$$= \frac{\pi \cdot \left((0,445 - (2 \cdot 0,035))^2 - 0,065^2 \right)}{4} \cdot 0,025 = 0,0027 \text{ m}^3 \quad (8.29)$$

$$V_4 = \frac{\pi \cdot \left((D_{bub} - (2 \cdot t_{av}))^2 - D_{př}^2 \right)}{4} \cdot t_{př}$$

$$= \frac{\pi \cdot \left((0,445 - (2 \cdot 0,035))^2 - 0,235^2 \right)}{4} \cdot 0,025 = 0,0017 \text{ m}^3 \quad (8.30)$$

$$V_5 = \frac{\pi \cdot \left((D_3 + d_{lan})^2 - D_{bub}^2 \right)}{4} \cdot L$$

$$= \frac{\pi \cdot \left((0,501 + 0,020)^2 - 0,445^2 \right)}{4} \cdot 0,3952 = 0,02 \text{ m}^3$$

Výpočet hmotnosti

Hustota ρ pro ocel $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

$$m_1 = \rho \cdot V_1 = 7850 \cdot 0,025 = 196,25 \text{ kg} \quad (8.31)$$

$$m_2 = \rho \cdot V_2 = 7850 \cdot 0,0029 = 22,77 \text{ kg} \quad (8.32)$$

$$m_3 = \rho \cdot V_4 = 7850 \cdot 0,0027 = 21,2 \text{ kg} \quad (8.33)$$

$$m_4 = \rho \cdot V_5 = 7850 \cdot 0,0017 = 13,3 \text{ kg} \quad (8.34)$$

Hmotnost lana

1 metr lana o průměru 20 mm váží 1,28 kg

$$m_{Lan} = L_{lan} \cdot 1,28 = 84,2 \cdot 1,28 = 107,8 \text{ kg} \quad (8.35)$$

Výpočet moment setrvačnosti

Moment setrvačností pro tělo bubnu

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_2^2 + r_1^2) \quad (8.36)$$

$$(8.37)$$

$$\begin{aligned} J_1 &= \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \left(\frac{D_{bub}^2}{2} + \frac{(D_{bub} - (2 \times t_{av}))^2}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 172.7 \cdot \left(\frac{0,445^2}{2} + \frac{0,375^2}{2} \right) = 7,31 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (8.38)$$

$$\begin{aligned} J_2 &= \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \left(\frac{D_{flange}^2}{2} + \frac{D_{bub}^2}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 22.77 \cdot \left(\frac{0,601^2}{2} + \frac{0,445^2}{2} \right) = 3,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (8.39)$$

$$\begin{aligned} J_3 &= \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \left(\frac{(D_{bub} - (2 \cdot t_{av}))^2}{2} + \frac{D_h^2}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 21,2 \cdot \left(\frac{0,375^2}{2} + \frac{0,065^2}{2} \right) = 0,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (8.40)$$

$$\begin{aligned} J_4 &= \frac{1}{2} \cdot m_5 \cdot \left(\frac{(D_{bub} - (2 \cdot t_{av}))^2}{2} + \frac{D_{př}^2}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 13,3 \cdot \left(\frac{0,375^2}{2} + \frac{0,235^2}{2} \right) = 0,0017 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (8.41)$$

$$\begin{aligned} J_5 &= \frac{1}{2} \cdot m_{lan} \cdot \left(\frac{(D_3 + d_{lan})^2}{2} + \frac{D_{bub}^2}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 107,8 \cdot \left(\frac{(501 + 20)^2}{2} + \frac{0,445^2}{2} \right) = 6,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (8.42)$$

$$\begin{aligned} J_{BUB} &= J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 \\ &= 7,31 + 2 \cdot 3,2 + 0,38 + 0,33 + 6,19 = 20,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

Tento moment setrvačnosti musí být zredukovat na hřídel motoru (brzdy), pro tuto redukci byl použit vztah (8.43).

Moment setrvačností motoru byl určen z katalogu firmy Siemens, který je $J_M = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$$J_{RBUB} = J_{BUB} \cdot \frac{\omega_{PM}^2}{\omega^2} = J_{BUB} \cdot \frac{1}{ip^2} = 20,6 \cdot \frac{1}{56,04^2} = 0,0066 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (8.43)$$

$$J_{RED} = J_M + J_{RBUB} + J_{BR} + J_{GEAR} \quad (8.44)$$

$$= 1,3 + 0,0066 + 0,036 + 0,05 = 1,39 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Statický moment

Moment břemena redukovaný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{Q \cdot g \cdot D_{bub}}{2 \cdot i_k \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{10000 \cdot 9,81 \cdot 0,445}{2 \cdot 1 \cdot 56,04 \cdot 0,91} = 428 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.45)$$

Brzdná doba t_b při spouštění břemene

Tato doba se pohybuje v rozmezí (0,5 – 1,5 s)

$$M_{BR} = M_{st} + J_{CELK} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_b} \quad (8.46)$$

$$t_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot J_{RED}}{M_b - M_{st}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,75 \cdot 1,39}{630 - 428} = 1,07 \text{ s}$$

Doba rozběhu t_r při zvedání břemene

t_r Doba rozběhu [s]

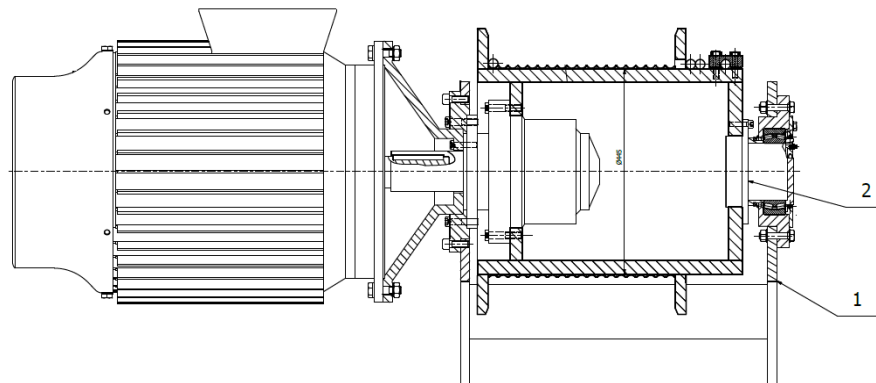
$$M_m = M_{st} + J_{CELK} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_r} \quad (8.47)$$

$$t_r = J_{RED} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{M_{max} - M_{st}} = 1,39 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 24,75}{1205 - 428} = 0,28 \text{ s}$$

Navržený motor může být krátkodobě přetěžován. Z tohoto důvodů (krátkodobého přetěžování) může být jmenovitý moment roznásoben poměrným záběrovým momentem při přímém zpuštění ze sítě.

$$M_{max} = M_m \cdot k_p = 482 \cdot 2,5 = 1205 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.48)$$

8.7 Návrh a kontrola čepu



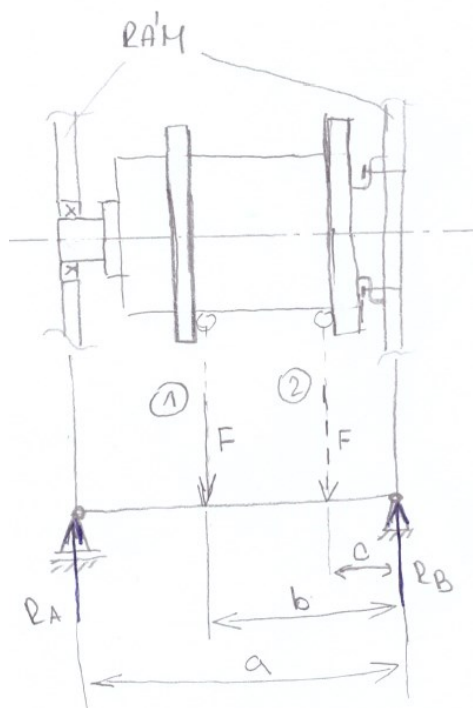
Obr. 22 - Schéma vrátku [15]

1. Rám, 2. Čep

Výpočet reakcí

V tomto výpočtu byl rám s bubnem jednoduše překreslen na nosník o dvou podpěrách, jedna z nich je pevná a druhá posuvná jak je znázorněno na Obr. 23. Následně byl proveden výpočet reakce v posuvné podpoře RA pro dva případy. První případ nastane, pokud je lano umístěno u levé příruby. Druhý případ nastane tehdy, když je lano na pravé straně bubnu, tudíž se nachází u pravé příruby.

$$a = 650 \text{ mm}, b = 434.2 \text{ mm}, c = 59 \text{ mm}$$



Obr. 23 - Náčrt pro výpočet reakcí

$$F = Q \cdot g \cdot k_D = 10000 \cdot 9,81 \cdot 1,3 = 127530 \text{ N} \quad (8.49)$$

Výpočet reakcí první případ

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad R_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (8.50)$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad R_A - F + R_B = 0$$

$$R_B = -R_A + F = -85190 + 127530 = 42340 \text{ N}$$

$$\Sigma M_i B = 0 \quad R_{A1} \cdot a - F \cdot b = 0 \quad (8.51)$$

$$R_{A1} = \frac{F \cdot b}{a} = \frac{127530 \cdot 434,2}{650} = 85190 \text{ N}$$

Výpočet reakcí druhý případ

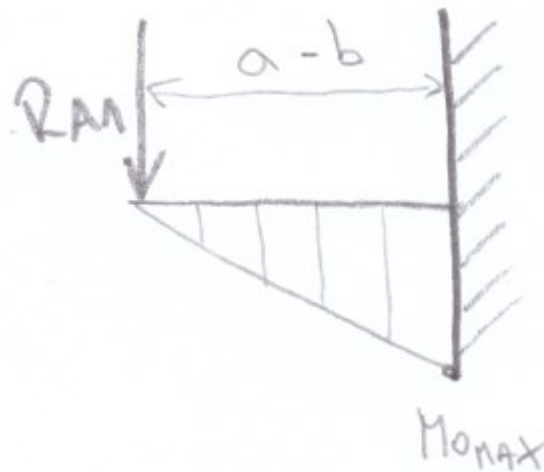
$$\Sigma M_i A = 0 \quad R_{A2} \cdot a - F \cdot c = 0 \quad (8.52)$$

$$R_{A2} = \frac{F \cdot c}{a} = \frac{127530 \cdot 59}{650} = 11575,5 \text{ N}$$

Při porovnání vypočtené hodnoty reakce R_{A1} a R_{A2} bylo zjištěno, že v prvním případě působí větší síla, a proto bude dále počítáno s hodnotou R_{A1} .

Výpočet ohybového momentu

Hřídel je vsunutá a přišroubována k bubnu pomocí šroubu, proto může být toto spojení nahrazeno vetknutím, jak je zobrazeno na Obr. 24.



Obr. 24 - Náčrt ohybového momentů

$$M_o = R_{A1} \cdot (a - b) = 85190 \cdot (650 - 434,2) = 18384002 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (8.53)$$

Dovolené napětí v čepu

Pro tento čep byl vybrána ocel 11 600, s napětím v ohybovém momentu $\sigma_o = 200$ MPa. Čep byl zvolen s bezpečností $k_\xi = 1,5$.

$$\sigma_{DOV} = \frac{\sigma_o}{k_\xi} = \frac{200}{1,5} = 133 \text{ MPa} \quad (8.54)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_\xi^3}{32}} \leq \sigma_{DOV} \quad (8.55)$$

Z toho vztahu byl vyjádřen průměr čepu d_ξ .

$$d_\xi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 18384002}{\pi \cdot 133}} = 112,1 \text{ mm} \quad (8.56)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{18384002}{\frac{\pi \cdot 120^3}{32}} = 104 \text{ MPa} \quad (8.57)$$

Nejmenší dovolený průměr čepu byl vypočten 110,6 mm. Hodnota průměru čepu byla zvolena 120 mm, jelikož tento rozměr byl nutno zvolit s ohledem na normalizovaný průměr ložiska.

Kontrola čepu na střih

Z materiálové charakteristiky oceli 11 600 bylo zjištěno napětí ve střihu 80 MPa.

$$\tau_{DS} = \frac{\tau_s}{k_{\xi}} = \frac{80}{1,5} = 53 \text{ MPa} \quad (8.58)$$

$$\tau_s = \frac{Q \cdot g \cdot k_D}{S_{\xi}} = \frac{10000 \cdot 9.84 \cdot 1.3}{11309,7} = 11,27 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8.59)$$

$$S_{\xi} = \frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 120^2}{4} = 11309,7 \text{ mm}^2 \quad (8.60)$$

Kontrola podmínky HMM

Z materiálových charakteristik byla zjištěna mez kluzu $R_e = 300 \text{ MPa}$ pro ocel 11 600.

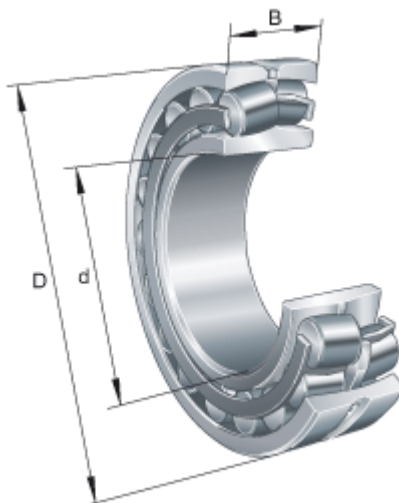
$$HMM = \sqrt{\sigma_{DOV}^2 + 3 \cdot \tau_{DS}^2} \leq \sigma_{RED} \quad (8.61)$$

$$HMM = \sqrt{133^2 + 3 \cdot 53^2} \leq \frac{300}{1,5}$$

$$161,1 \leq 200 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

8.8 Výpočet trvanlivosti ložiska

Bylo zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko firmy ZKL na základě doporučení ze strany konzultanta ve firmě HUISMAN konstrukce, s. r. o. Ložisko má označení 23024CW33J.



Obr. 25 - Dvouřadé soudečkové ložisko [9]

Rozměry ložiska $d = 120$ mm, $D = 180$ mm, $B = 46$ mm, základní dynamická únosnost $C = 346$ kN, druh styku je čárový a proto $p = 10/3$

$$P_r = X \cdot R_{A1} + Y \cdot F_a = 1 \cdot 85190 = 85190 \text{ N} \quad (8.62)$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{346}{85,1} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 24,9} = 71802,2 \text{ hod} \quad (8.63)$$

9 MKP ANALÝZA

Pomoci MKP analýzy byl zkontrolován rám vrátku.



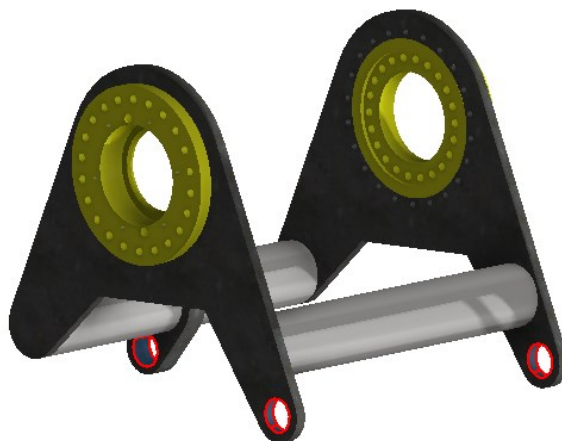
Obr. 26 – Rám [15]

Rám je složený ze sedmi částí, z toho jsou dvě přišroubované a pět zbylých je svařeno. Pro analýzu je model zjednodušen z důvodu velké náročnosti na hardware. Jsou zde ponechaný jen kontrolované součásti. Zjednodušený model lze vidět na Obr. 26.

Vrátek je uveden do pozice, kdy se navíjí lano na buben a zátěž je 127 530 N. Tato síla byla přepočtena, aby bylo zjištěno zatížení v pouzdrech rámu. K rámu je připojen motor s brzdou. Jejich sílový účinek byl zohledněn v přepočtu na působící sílu v pouzdrech. Na jedno přírubové pouzdro působí ještě kroutící moment, které vzniká od převodovky. Velikost kroutícího momentu je 8800 Nm. Rám je vyroben z materiálu 11 523 a mez kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$.

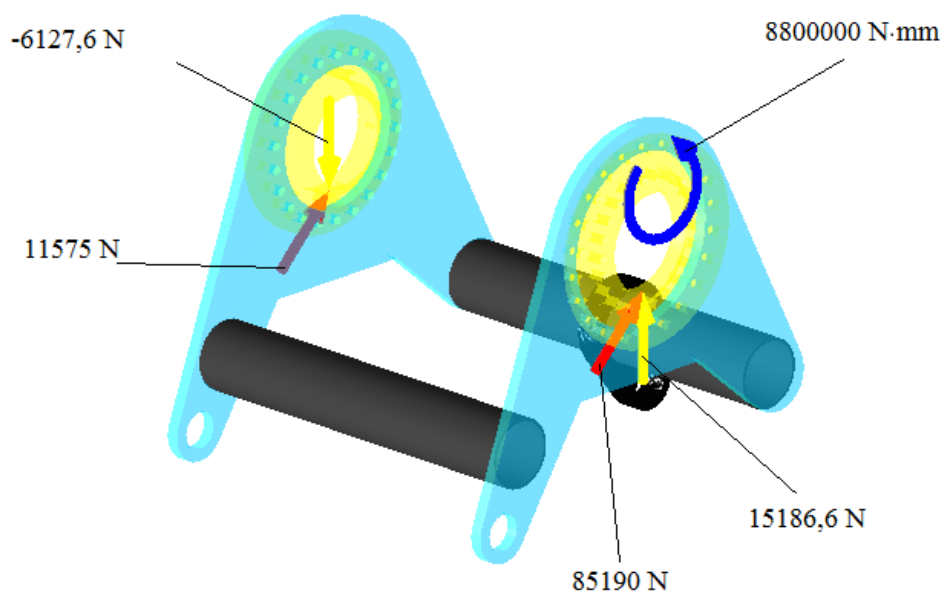
9.1 Rozmístění vazeb

Rám je připevněn k palubě lodí pomocí tří čepů, proto byly pro tento případ zvolené pevné vazby, které jsou znázorněné na Obr. 27.



Obr. 27 - Umístění vazeb [15]

9.2 Znázornění umístění sil

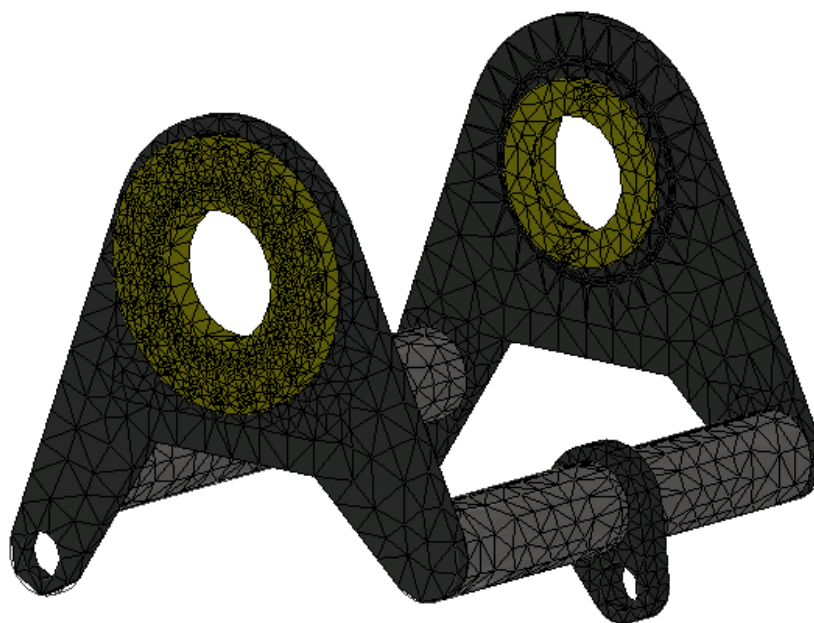


Obr. 28 - Znázornění působení sil [15]

Žluté síly nám simulují zatížení v rámu z tíhy bubnu, motoru a brzdy, Tyto síly působí ve svislém směru. Červené síly nám znázorňují zatížení vyvolané břemenem. Sklon této síly byl určen, protože tento úhel nebyl zadán. Modrá síla je vyvolaná krouticím momentem převodovky. Jednotlivé síly jsou zobrazeny na Obr. 28.

9.3 Rozložení sítě

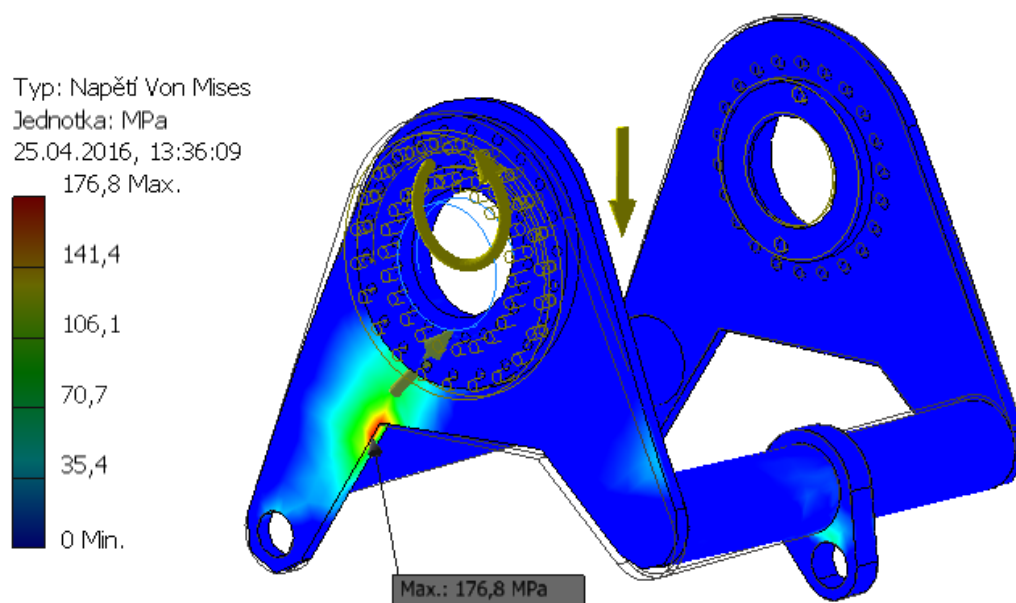
Průměrná velikost prvků je 0.1 mm.



Obr. 29 - Rozložení sítě [15]

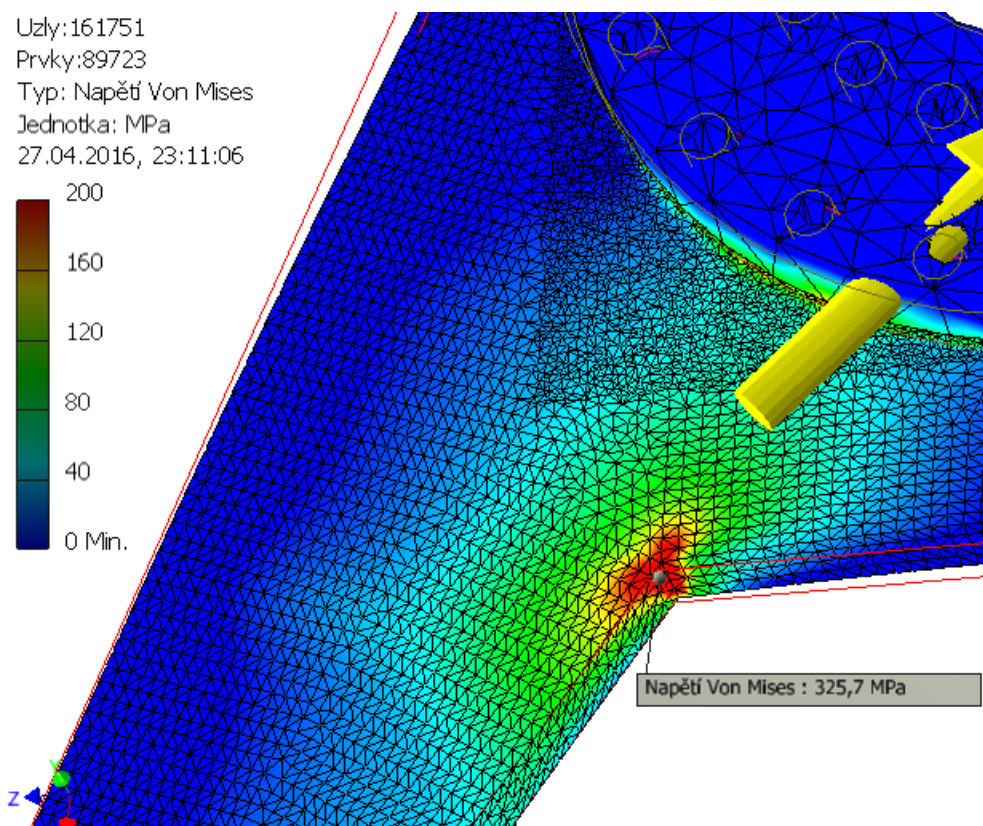
9.4 Simulace

Po simulaci rozložení napětí je možno vidět na Obr. 30 nejslabší místo. V tomto místě je napětí 176.8 MPa. Mez kluzu materiálu je 333 MPa a tudíž toto napětí je považováno za přijatelné.



Obr. 30 - Napětí Vin Mises [15]

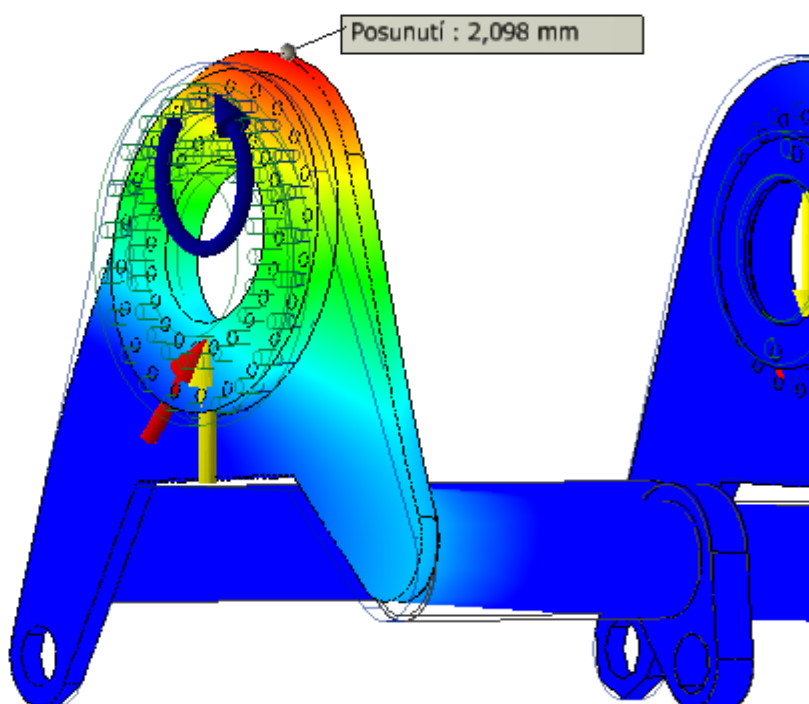
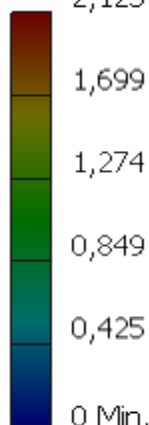
Při zhuštění sítě v daném místě se napětí zvětšuje, jedná se tedy o lokální špičku napětí, která je zobrazena na Obr. 31.



Obr. 31 - Maximální napětí [15]

Analýza posunutí ukázala maximální hodnotu 2,1 mm. Ve skutečnosti se mezi těmito dvěma přírubami nachází navíjecí buben, tudíž toto posunutí je zkreslené a bude mu tak téměř zabráněno. Obr. 32 znázorňuje zmíněné posunutí.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
28.04.2016, 10:19:48
2,123 Max.



Obr. 32 – Posunutí [15]

9.5 Zhodnocení

Pomoci MKP analýzy bylo zjištěno místo s největším namáháním. Rám je zhotoven ze svařované konstrukce a dvou přišroubovaných přírub. Materiál rámu je ocel 11 523 s mezi kluzu 333 MPa. Vrátek je pevně uchycen pomocí čepu na palubě lodi. Proto byly zvoleny do těchto míst pevné vazby i na příruby, z důvodu přišroubování k rámu. V místě největšího namáhání se pohybuje napětí okolo 170 MPa, což je v tomto případě přípustné. Největší posunutí je 2.1 mm. Toto posunutí je ve skutečnosti menší, protože mezi přírubami je přišroubován buben, který se může maximálně posunout v ose 1mm. Tento pohyb je umožněn kvůli posuvnému uložení ložiska. Rám vrátku je naddimenzován tak, aby bez jakýchkoliv problému přenášel požadované zatížení.

10 ZÁVĚR

V rámci bakalářské práce, jejímž cílem bylo navržení pohonu vrátku, který bude sloužit pro kontrolované zvedání a spouštění břemene v námořních podmínkách byla provedena stručná rešerše lodních jeřábů, týkající se jejich rozdělení, krátkého popisu a charakteristických vlastností. Dále byla provedena také rešerše používaných mechanismů jednotlivých druhů vrátku. V práci nechybí ani stručný popis firmy HUISMAN, s.r.o.,

Samotný návrh pohonu vrátku spočívá v návrhu lanového bubnu, elektromotoru, planetové převodovky a elektromagnetické brzdy. Od počátečních zadaných parametrů se dále odvíjelo celkové řešení pohonu vrátku a jeho konstrukční provedení. Planetová převodovka byla zvolená dle katalogu firmy Siebenhaar.

V prvním kroku byl navržen buben podle normy DNV. V následujícím kroku byl navržen elektrický motor na základě předem zadaného zatížení. Od této části se dále odvíjel návrh převodovky, při kterém se vycházelo ze zadané rychlosti zdvihu, a také návrh elektromagnetické brzdy, u které bylo nutno vypočítat dobu brždění a dobu rozběhu. Další část se zaměřuje na návrh a kontrolu čepů, a také volbu valivého ložiska s výpočtem jeho trvanlivosti. V poslední části práce najdeme MKP analýzu rámu vrátku, díky níž bylo nalezeno místo s největší koncentrací napětí.

Výsledná konstrukce vrátku je zdokumentovaná za pomoci zhotovených výkresů, a to sestavného výkresu vrátku, obráběcího výkresu a v neposlední řadě také svařovacího výkresu bubnu. Tyto výkresy najdeme v příloze.

Seznam použité literatury a použitých zdrojů

- [1] PAVLISKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004, 128 s. ISBN 80-248-0537-5.
- [2] Air Hoists & Air Slushers – Driller [online], [cit. 2015-2.11]. Dostupné na WWW: <http://driller.com/v2/air-hoists-air-slushers-78/>
- [3] Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1BB23-4xxx (4kW) – Elektromotory SIEMENS [online], [cit. 2015-22.11]. Dostupné na WWW: <http://www.elektromotory-siemens.cz/obchod/elektromotory-1400ot-min/elektromotor-siemens-1le1002-1bb23-4xxx-4kw.html>
- [4] Huisman to Deliver Leg Encircling Crane for Seajacks' Vessel – Worldmaritimenews [online], [cit. 2015-22-11]. Dostupné na WWW: <http://worldmaritimenews.com/archives/91996/huisman-to-deliver-leg-encircling-crane-for-seajacks-vessel/>
- [5] Item Spotlight: Crane – Plantminer.com.au [online], [cit. 2015-11-11]. Dostupné na WWW: <http://blog.plantminer.com.au/item-spotlight-crane>
- [6] Jeřáby – Huisman [online], [cit. 2015-22.11]. Dostupné na WWW: <http://www.huismanequipment.com/cz/products/cranes>
- [7] Lebus Groove – Alibaba [online], [cit. 2015-22.11]. Dostupné na WWW: https://www.alibaba.com/product-detail/machined-steel-cable-drums_60269895808.html
- [8] МОРСКИЕ КРАНЫ– Palfinger [online], [cit.2015-22-11]. Dostupné na WWW: <https://www.palfinger.com/ru/rus/produksiya/morskiye-krani>
- [9] Soudečková ložiska – Ložiska Praha [online], [cit. 2015-22.11]. Dostupné na WWW: <http://www.loziskapraha.cz/soudeckova-loziska>
- [10] Spring Set Brakes SFB Series – Pintsch bubenzer [online], [cit. 2015-22.11]. Dostupné na WWW: http://pintschbubenzer.de/wp-content/uploads/2014/09/SFB-SH_ship.pdf
- [11] Winch gears – Sibenhaar – Antriebstechnik [online], [cit. 2015-22.11]. Dostupné na WWW: <http://www.siebenhaar-antriebstechnik.com/en/products/winch-gears>

[12] Winches and High Capacity Hoists – Ingersollrandproducts [online],
[cit. 2015-11-11]. Dostupné na WWW:
<http://www.ingersollrandproducts.com/lifting/AirWinch%20Catalog.pdf>

Normy

[13] DNV Rules for Lifting Appliances no. 2.22 (2011)

Software

[14] Autodesk AutoCAD 2013

[15] Autodesk Inventor Professional 2015

[16] Microsoft Office Word, Excel 2013

Seznam obrázků

Obr. 1 - Palubní námořní jeřáb [11].....	3
Obr. 2 - Plovoucí jeřáb s výsuvnými nohama [5]	4
Obr. 3 - Lodní sloupový jeřáb [4]	5
Obr. 4 - Stojanový jeřáb [4]	6
Obr. 5 - Plovoucí jeřáb [4]	7
Obr. 6 - Elektrický vrátek [12].....	8
Obr. 7 - Řez pneumatického vrátku [2]	9
Obr. 8 - Hydraulický vrátek [12]	10
Obr. 9 - Elektrický vrátek [15].....	13
Obr. 10 - Řez bubnu [15]	14
Obr. 11 - Řez příruby [14]	15
Obr. 12 - Řez bubnu [14]	16
Obr. 13 - Zobrazení vrstvení lan [14]	16
Obr. 14 - Lébusová drážka [7]	18
Obr. 15 – Graf [13]	19
Obr. 16 - Zobrazení působení napětí na příruby [14]	20
Obr. 17 - Náčrt umístění první kladky	21
Obr. 18 - Přírubový elektromotor [3].....	22
Obr. 19 – Planetová převodovka [11]	23
Obr. 20 - Elektromagnetická brzda SBF [10]	24
Obr. 21 - Tříčtvrtinový řez bubnu [15]	25
Obr. 22 - Schéma vrátku [15]	29
Obr. 23 - Náčrt pro výpočet reakcí	30
Obr. 24 - Náčrt ohybového momentů	31
Obr. 25 - Dvouřadé soudečkové ložisko [9]	33
Obr. 26 – Rám [15]	34
Obr. 27 - Umístění vazeb [15]	35
Obr. 28 - Znázornění působení sil [15].....	35
Obr. 29 - Rozložení sítě [15]	36
Obr. 30 - Napětí Vin Mises [15]	36
Obr. 31 - Maximální napětí [15]	37
Obr. 32 – Posunutí [15].....	38

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Zadané hodnoty [16]	13
Tabulka 2 - Parametry elektromagnetické brzdy [16]	25

Seznam příloh

Příloha A	Technické parametry elektromotoru
Příloha B	Technické parametry elektromagnetické brzdy
Příloha C	Sestavný výkres č. v. SKU0053-S01
Příloha D	Svařovací výkres č. v. SKU0053-PS-01
Příloha E	Obráběcí výkres č. v. SKU0053-BP-OB01
Příloha F	Jednotlivé party podsestavy svařovacího výkresu SKU0053-BP-V01, SKU0053-BP-V02, SKU0053-BP-V03, SKU0053-BP-V04
Příloha G	Čep č. v. SKU0053-BP-V06
Příloha H	Úchyt lana č. v. SKU0053-BP-V05

Příloha A

Motory s rotorem nakrátko

Motory 1LG4 - základní řada

Motory šetřící energii - „Standardní účinnost“ IE1 podle ČSN EN (IEC) 60034-30, stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

IE1

Technická data pro výběr a objednávání

Jmeno- vitý výkon	Velikost	Objednací číslo Zkrácené označení (číslice) pro napětí a tvar viz tabulka níže	Třída účinnosti dle IEC 60034-30	Jmeno- vitá otáčky	Účinnost η 4/4 3/4 jmenovitého výkonu	Účinek cos φ při 4/4 3/4 jmenovitého výkonu	Jmeno- vitý proud při 400 V	Jmeno- vitý moment	Poměrný záběrný moment při přímém momentu	Poměrný záběrný proud spouštění na síť v násobcích jmenovitého proudu	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída KL	Momen- tové pásmo viz strana 2/12	Moment setrvač- nosti J	Hmotnost Tvar IM B3 cca		
kW			IE.	min ⁻¹	%	%	A	Nm	-	-	-			kgm ²	kg		
3000 min ⁻¹ , 2 pólové, 50 Hz																	
22	180 M	1LG4 183-2AA.. ⁹	IE1	2945	89,9	89,9	0,86	0,82	41	71	2,5	6,4	3,4	16	2	0,068	145
30	200 L	1LG4 206-2AA.. ⁹	IE1	2950	90,7	90,8	0,88	0,85	54	97	2,3	6,5	3,0	16	2	0,129	205
37	200 L	1LG4 207-2AA.. ⁹	IE1	2955	91,2	91,5	0,89	0,86	65	120	2,5	7,2	3,3	16	2	0,153	225
45	225 M	1LG4 223-2AA.. ⁹	IE1	2960	91,7	92,0	0,88	0,85	80	145	2,4	6,7	3,1	16	14	0,217	285
55	250 M	1LG4 253-2AB.. ⁹	IE1	2970	92,1	92,3	0,88	0,86	98	177	2,1	6,7	3,1	13	14	0,403	375
75	280 S	1LG4 280-2AB.. ⁹	IE1	2975	92,7	92,5	0,87	0,83	134	241	2,5	7,5	3,1	13	14	0,715	500
90	280 M	1LG4 283-2AB.. ⁹	IE1	2975	93,0	93,1	0,89	0,87	157	289	2,6	7,2	3,1	13	14	0,832	540
110	315 S	1LG4 310-2AB.. ⁹	IE1	2982	93,3	92,5	0,87	0,85	196	352	2,4	7,2	3,1	13	4	1,19	720
132	315 M	1LG4 313-2AB.. ⁹	IE1	2982	93,5	93,2	0,90	0,89	225	423	2,4	6,9	3,0	13	4	1,39	775
160	315 L	1LG4 316-2AB.. ⁹	IE1	2982	93,8	93,6	0,91	0,89	270	512	2,4	7,0	3,0	13	4	1,62	900
200	315 L	1LG4 317-2AB.. ⁹	IE1	2982	94,0	93,9	0,92	0,91	330	641	2,3	6,7	2,9	13	4	2,09	1015
1500 min ⁻¹ , 4 pólové, 50Hz																	
18,5	180 M	1LG4 183-4AA.. ⁹	IE1	1465	89,3	89,7	0,84	0,77	35,5	121	2,4	6,7	3,1	16	3	0,099	140
22	180 L	1LG4 186-4AA.. ⁹	IE1	1465	89,9	90,4	0,84	0,78	42	143	2,5	6,9	3,2	16	3	0,117	155
30	200 L	1LG4 207-4AA.. ⁹	IE1	1465	90,7	91,1	0,85	0,80	56	196	2,5	6,7	3,4	16	3	0,191	205
37	225 S	1LG4 220-4AA.. ⁹	IE1	1475	91,2	91,6	0,85	0,82	69	240	2,5	6,7	3,1	16	3	0,374	265
45	225 M	1LG4 223-4AA.. ⁹	IE1	1475	91,7	92,2	0,86	0,83	82	291	2,7	7,2	3,2	16	3	0,447	300
55	250 M	1LG4 253-4AA.. ⁹	IE1	1480	92,1	92,4	0,85	0,82	101	355	2,4	6,1	2,8	16	4	0,688	390
75	280 S	1LG4 280-4AA.. ⁹	IE1	1485	92,7	92,6	0,85	0,80	137	482	2,5	7,1	3,0	16	14	1,19	535
90	280 M	1LG4 283-4AA.. ⁹	IE1	1485	93,0	93,0	0,86	0,82	162	579	2,5	7,4	3,0	16	14	1,39	580
110	315 S	1LG4 310-4AA.. ⁹	IE1	1488	93,3	93,3	0,85	0,82	200	706	2,5	6,4	2,8	16	4	1,94	730

Príloha B

Spring Set Brake SFB

Electromagnetic Two Disc, Spring Set Brake

Rev. 05-08

Keyways for keys acc. to DIN6885 Bl.1, width accuracy P9. Protection IP67

Alterations reserved without notice

Brake size		SFB 6.3	SFB 10	SFB 16	SFB 25	SFB 40	SFB 63	SFB 100	SFB 160	SFB 250			
Brake torque M2 dynamic acc. to DIN VDE 0580	Nm	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500			
		54	80	130	210	330	520	830	1300	2100			
		45	63	100	180	260	400	660	1050	1650			
Mass moment of inertia	kgm ²	0.0017	0.0037	0.0048	0.0068	0.0175	0.036	0.050	0.128	0.140			
Mass (weight)	kg	19	28	42	55	74	106	168	242	306			
max. speed	min ⁻¹	6000	6000	6000	5500	4700	4000	3600	3200	2800			
Coil b. 20° C	Nominal voltage	V DC	110	110	110	110	110	110	110	110			
	Nominal power	W	99	128	158	196	220	307	344	495			
	Nominal current	A	0.90	1.16	1.44	1.78	2.0	2.79	3.13	3.95			
Air gap, brake OFF	min. mm	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.8	0.4	0.4			
	max. mm	0.9	1.2	1.2	1.3	1.4	1.8	1.8	2.3	2.5			
Diameter mm	B-Side	d Rough boring	26	26	36	36	36	36	46	46			
		d ^{H1} Preferential boring	28	28	38	38	48	60	65	65			
			32	32	42	42	55	65	70	70			
			38	38	48	48	60	75	75	75			
					55	55			80	80			
Length mm		d ^{H1} maximal	40	40	55	55	60	75	75	110			
		e	238	260	280	318	400	440	446	540			
		f					95	95	128	128			
		h	150	180	202	214	244	292	330	394			
		i	96	96	117	117	142	148	148	191			
		l ¹	96	96	117	117	142	142	142	171			
		m	115	118	137	143	169	171	183	211			
		s	11	11	11	12	14	15	15	15			
α ²			15	15	30	22.5	30	30	30	45			
Suitable standard Intermediate flange		A250	A300	A300-1	A350	A400-1	A450-1	A450-1	A550-1	A660			
		A300	A350	A350	A400	A450	A550	A550	A660	A800			
				A400	A450	A550	A660	A660	A800				
				A450									
Dimensions of standard intermediate flanges													
Standard intermediate flange		A250	A300	A300-1	A350	A400	A400-1	A450	A450-1	A550	A550-1	A660	A800
Diameter mm	a	250	300	300	350	400	400	450	450	550	550	660	800
	b	215	265	265	300	350	350	400	400	500	500	600	740
	c ^{H1}	180	230	230	250	300	300	350	350	450	450	550	680
	o	18	18	18	20	22	22	24	24	24	24	30	30
	q	5	5	5	6	6	6	6	6	6	6	7	7
	r	13		13			17.5		17.5		17.5		
Length mm	Screws k	4xM12	4xM12	4xM12	4xM16	4xM16	4xM16	4xM16	4xM16	8xM16	8xM16	8xM20	8xM20

C3

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za připomínky a vedení při vypracování této práce.

Dále bych chtěl také poděkovat panu Ing. Davidu Továrkovi za odbornou pomoc, velkou ochotu a trpělivost při vypracování této práce.